

TUGAS AKHIR - TM 141585

# **PEMODELAN DAN SIMULASI *ANTILOCK BRAKING SYSTEM* PADA KENDARAAN *GEA PICK UP***

**TIFANNY FLORENTINA**  
**NRP 0211134000036**

**Dosen Pembimbing**  
**Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc., PhD.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2018**



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

**PEMODELAN DAN SIMULASI *ANTILOCK  
BRAKING SYSTEM* PADA KENDARAAN *GEA  
PICK UP***

TIFANNY FLORENTINA  
NRP 02111340000036

Dosen Pembimbing  
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc., PhD.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2018



**FINAL PROJECT - TM 141585**

**MODEL AND SIMULATION OF ANTILOCK  
BRAKING SYSTEM ON GEA PICK UP CAR**

TIFANNY FLORENTINA  
NRP 02111340000036

Advisor  
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc., PhD.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA 2018

# **PEMODELAN DAN SIMULASI ANTILOCK BRAKING SYSTEM PADA KENDARAAN GEA PICK UP**

## **TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**TIFANNY FLORENTINA**

**NRP. 02111340000036**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc, PhD (Pembimbing)  
NIP. 195106051978031002
2. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD (Penguji I)  
NIP. 197909262005011001
3. Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E (Penguji II)  
NIP. 196511031990021001
4. Ari Kurniawan Saputra, ST, MT (Penguji III)  
NIP. 198604012015041001

**SURABAYA**

**JULI 2018**

## **PEMODELAN DAN SIMULASI ANTILOCK BRAKING SYSTEM PADA KENDARAAN GEA PICK UP**

**Nama Mahasiswa : Tifanny Florentina**

**NRP : 02111340000036**

**Departemen : Teknik Mesin FTI – ITS**

**Dosen Pembimbing : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc., PhD.**

### **Abstrak**

*Saat merancang sebuah kendaraan, banyak hal yang perlu dipertimbangkan dengan baik, misalnya faktor keamanan. Salah satu bagian penting dari faktor keamanan pada sebuah kendaraan adalah sistem pengereman. Tujuan dari tugas akhir ini adalah membuat pemodelan dan melakukan simulasi Antilock Braking System (ABS) serta mengetahui respons performa ABS pada kendaraan GEA Pick up untuk tiga variasi kecepatan.*

*Tugas akhir ini diawali dengan studi literatur mengenai ABS pada kendaraan melalui buku, jurnal, dan penelitian-penelitian sebelumnya sembari mengumpulkan data terkait. Langkah selanjutnya adalah analisis gaya-gaya selama pengereman pada kendaraan dalam bentuk free body diagram. Pada langkah ketiga, gaya-gaya yang sudah dianalisis akan disusun ke dalam bentuk model matematis. Kemudian, model matematis tersebut dibentuk ke dalam block diagram pada Simulink. Langkah berikutnya merupakan pelaksanaan simulasi pemodelan ABS dengan tiga variasi kecepatan. Simulasi pertama dilakukan untuk kecepatan 30 km/jam, lalu dilanjutkan untuk variasi 60 km/jam dan 90 km/jam. Hasil simulasi yang diperoleh berupa respons relative slip, jarak pengereman, kecepatan angular roda-kendaraan, dan perlambatan. Langkah terakhir adalah analisis dan pembahasan data hasil simulasi serta menuliskan kesimpulan dan saran berdasarkan pembahasan.*

*Jarak pengereman hasil simulasi ABS untuk setiap kecepatan adalah 3,525 m, 13,95 m, dan 30,81 m, dengan waktu tempuh berturut-turut selama 0,746 s, 1,582 s, dan 2,389 s. Respons slip yang diperoleh berada di kisaran 20%. Kecepatan*

*angular dan perlambatan kendaraan mengalami fluktuasi yang merupakan salah satu karakter utama dari antilock braking system.*

***Kata kunci: Antilock Braking System, jarak pengereman, Simulink MATLAB***

## **MODEL AND SIMULATION OF ANTILOCK BRAKING SYSTEM ON GEA PICK UP CAR**

**Name : Tifanny Florentina**  
**NRP : 0211340000036**  
**Department : Mechanical Engineering FTI - ITS**  
**Advisor : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc., PhD.**

### **Abstract**

*While design a vehicle, there are lots of factor to be considered, such as safety factor. One of the important part in safety factor is braking system. The purpose of this final project is modelling and simulation of Antilock Braking System (ABS) and also determine ABS performance response on GEA pick up car in three velocity variations.*

*This final project is started with literature study from books, journals, and previous researches while collects related data. The next step is to analyze forces during vehicle braking process using free body diagram. Third step, the analyzed forces will be compiled into mathematical model. Then, that mathematical model is formed into block diagram on Simulink. The next step is simulation of ABS model with three velocity variations. First simulation is on velocity of 30 km/hour, then followed by 60 km/hour and 90 km/hour. The simulation results are slip relative response, braking distance, vehicle-wheel angular velocity, and deceleration. Final step is analysis and simulation data assessment and also notes the conclusions and suggestions.*

*Braking distance from ABS simulation results for each velocity are 3,525 m, 13,95 m, and 30,81 m in order, with travel time of 0,746 s, 1,582 s, 2,389 s in order. The result slip response is around 20%. Angular velocity and deceleration of the vehicle fluctuate which is one of the main character of Antilock Braking System.*

**Keyword: Antilock Braking System, braking distance, Simulink  
MATLAB**

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*



## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah memberikan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir sebagai penutup masa perkuliahan jenjang sarjana ini. Dalam pengerjaan Tugas Akhir ini, banyak sekali pihak yang memberi dukungan moral untuk penulis agar tetap semangat. Oleh karena itu, penulis mengucapkan banyak terima kasih, khususnya kepada:

1. Orang tua dan keluarga di rumah, Bapak Soviat dan Ibu Fransiska, serta adik kandung saya Dewynta dan Andycha yang terus memberikan doa dan semangat agar saya bisa menyelesaikan kuliah.
2. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc., PhD. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir yang telah memberikan waktu dan ilmu demi kesempurnaan pengerjaan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD., Bapak Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E, dan Bapak Ari Kurniawan, ST, MT selaku tim penguji yang telah meluangkan waktu untuk menguji dan memberi masukan pada sidang tugas akhir saya.
4. Bapak Alief Wikarta, ST, MSc.Eng, PhD. selaku dosen wali penulis selama menghadapi masa perkuliahan di Teknik Mesin ITS dan Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc.Eng, PhD. selaku Kepala Departemen Teknik Mesin ITS.
5. Putri, Fitri, Atsa, dan Dias; teman-teman yang tidak lelah mengingatkan saya. Galih, Zahra, dan Vemba; teman-teman seperjuangan yang juga merasakan suka duka tugas akhir semester ini.
6. Warga dan tamu Laboratorium Simanu yang membuat pengerjaan tugas akhir ini penuh warna. Laboratorium Otomotif sebagaimana bidang tugas akhir saya.
7. Angkatan M-56 Teknik Mesin ITS yang telah memberi banyak kenangan selama lima tahun masa perkuliahan.

Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan dalam pengerjaan tugas akhir ini. Oleh karena itu, penulis mengharapkan

kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini. Semoga penulisan laporan tugas akhir ini memberikan manfaat kita semua.

Surabaya, 31 Juli 2018

Penulis

## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
Abstrak .....	i
Abstract .....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI .....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL .....	xiii
BAB I .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	1
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	2
1.6 Sistematika Penulisan.....	3
BAB II .....	5
2.1 Penelitian Terdahulu.....	5
2.2 <i>Antilock Braking System</i> .....	9
2.2.1 Mekanisme ABS.....	9
2.2.2 Sistem Kontrol ABS .....	10
2.2.2.1 Skema ABS .....	10
2.2.2.2 <i>PID Controller</i> .....	12
2.3 Komponen ABS .....	12
2.3.1 <i>Wheel Speed Sensors</i> .....	12
2.3.2 Modulator Hidrolik.....	13
2.3.3 <i>Electronic Control Unit</i> .....	14
2.3.4 Pedal Rem .....	14
2.3.5 <i>Brake Booster</i> .....	15
2.3.6 <i>Master Cylinder</i> .....	15
2.3.7 <i>Brake Caliper</i> .....	16
2.3.8 <i>Brake Lines</i> .....	17
2.3.9 <i>Drum Brake dan Disc Brake</i> .....	17
2.4 Distribusi Pengereman .....	18
2.4.1 Gaya Pedal Rem .....	18

2.4.2 Gaya <i>Brake Booster</i> .....	19
2.4.3 Tekanan Hidrolik <i>Master Cylinder</i> .....	20
2.4.4 <i>Disc Brake</i> .....	21
2.4.5 <i>Drum Brake</i> .....	21
2.5 Dinamika Kendaraan .....	23
2.5.1 Kendaraan dengan Gerak Lurus .....	23
2.5.1.1 Gaya Hambat Udara ( $F_D$ ).....	23
2.5.1.2 Gaya Hambat <i>Rolling</i> ( $F_R$ ).....	24
2.5.1.3 Gaya Pengereman .....	24
2.5.2 <i>Skid</i> pada Kendaraan .....	24
2.6 Pemodelan Blok pada Simulink .....	25
BAB III.....	27
3.1 Diagram Alir Tugas Akhir.....	27
3.2 Kendaraan GEA <i>Pick up</i> .....	29
3.3 Pemodelan ABS.....	31
3.3.1 Distribusi Sistem Pengereman.....	31
3.3.2 Gaya Hambat .....	32
3.3.3 Pemodelan ABS dengan Simulink .....	32
BAB IV.....	33
4.1 Perhitungan Berat Kendaraan.....	33
4.1.1 Berat Kendaraan Tanpa Muatan dan Satu Penumpang .....	33
4.1.2 Berat Kendaraan dengan Muatan .....	34
4.2 Pemodelan Kendaraan .....	35
4.2.1 Model Dinamis Kendaraan.....	35
4.3 Pemodelan Diagram Blok Simulink.....	36
4.3.1 Pemodelan Aktuator .....	36
4.3.2 Pemodelan Roda Kendaraan.....	36
4.3.3 Pemodelan Dinamis Kendaraan.....	36
4.3.4 Pemodelan Slip Kendaraan.....	37
4.3.5 Pemodelan Keseluruhan .....	37
4.4 Perhitungan Gaya Komponen Rem .....	37
4.4.1 Gaya Pedal.....	37
4.4.2 Gaya <i>Booster</i> .....	37
4.4.3 Tekanan <i>Master Cylinder</i> .....	38
4.4.4 <i>Drum Brake</i> .....	38

4.4.5 <i>Disc Brake</i> .....	38
4.5 Analisis Hasil Simulasi .....	39
4.5.1 Pengereman pada Kecepatan 30 km/jam.....	39
4.5.1.1 Respons <i>Relative Slip</i> .....	39
4.5.1.2 Respons Jarak Pengereman .....	40
4.5.1.3 Respons Kecepatan Angular Roda dan Kendaraan ..	41
4.5.1.4 Respons Perlambatan .....	42
4.5.2 Pengereman pada Kecepatan 60 km/jam.....	43
4.5.2.1 Respons <i>Relative Slip</i> .....	43
4.5.2.2 Respons Jarak Pengereman .....	44
4.5.2.3 Respons Kecepatan Angular Roda dan Kecepatan..	44
4.5.2.4 Respons Perlambatan .....	46
4.5.3 Pengereman pada Kecepatan 90 km/jam.....	47
4.5.3.1 Respons <i>Relative Slip</i> .....	47
4.5.3.2 Respons Jarak Pengereman .....	48
4.5.3.3 Respons Kecepatan Angular Roda dan Kendaraan ..	48
4.5.3.4 Respons Perlambatan .....	50
BAB V .....	51
5.1 Kesimpulan.....	51
5.2 Saran.....	51
DAFTAR PUSTAKA.....	53
BIODATA PENULIS.....	55

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Grafik perbandingan hasil simulasi (Jundulloh, 2017): (a) jarak pengereman, (b) perlambatan, (c) kecepatan roda dan kendaraan ABS, (d) kecepatan roda dan kendaraan LBS, (e) <i>relative slip</i> .....	8
Gambar 2. 2 ABS pada kendaraan .....	10
Gambar 2. 3 Skema ABS .....	10
Gambar 2. 4 ABS <i>control loop</i> .....	11
Gambar 2. 5 Sistem kontrol PID .....	12
Gambar 2. 6 Wheel speed sensors [5] .....	13
Gambar 2. 7 Modulator hidrolik .....	13
Gambar 2. 8 ECU .....	14
Gambar 2. 9 Brake booster .....	15
Gambar 2. 10 Master cylinder [2] .....	16
Gambar 2. 11 Brake caliper .....	17
Gambar 2. 12 Brake lines .....	17
Gambar 2. 13 Drum brake pada GEA Pick up .....	18
Gambar 2. 14 Disc brake pada GEA Pick up .....	18
Gambar 2. 15 Pedal rem [2] .....	19
Gambar 2. 16 Gaya pada brake booster .....	20
Gambar 2. 17 Tekanan hidrolik .....	20
Gambar 2. 18 Gaya pada disc brake .....	21
Gambar 2. 19 Gaya pada drum brake .....	22
Gambar 2. 20 Gaya pada mobil di bidang datar [4] .....	23
Gambar 2. 21 Pengaruh skid terhadap koefisien adhesi [3] .....	24
Gambar 2. 22 Constant block .....	25
Gambar 2. 23 Lookup table .....	26
Gambar 2. 24 Gain block .....	26
Gambar 2. 25 Fcn block .....	26
Gambar 3. 1 Diagram alir tugas akhir .....	28
Gambar 3. 2 GEA pick up .....	30
Gambar 3. 3 Contoh pemodelan ABS dengan Simulink .....	32
Gambar 4. 1 FBD kendaraan GEA pick up tanpa muatan .....	33

Gambar 4. 2 FBD kendaraan dengan muatan .....	34
Gambar 4. 3 FBD pada roda .....	35
Gambar 4. 4 Pemodelan aktuator .....	36
Gambar 4. 5 Pemodelan roda kendaraan .....	36
Gambar 4. 6 Pemodelan dinamis kendaraan .....	36
Gambar 4. 7 Pemodelan slip kendaraan .....	37
Gambar 4. 8 Pemodelan diagram blok ABS.....	37
Gambar 4. 9 Grafik respons slip kecepatan 30 km/jam.....	39
Gambar 4. 10 Grafik jarak pengereman kecepatan 30 km/jam ...	40
Gambar 4. 11 Grafik kecepatan angular roda dan kendaraan: .....	41
Gambar 4. 12 Respons perlambatan kecepatan 30 km/jam .....	42
Gambar 4. 13 Respons relative slip kecepatan 60 km/jam.....	43
Gambar 4. 14 Grafik jarak pengereman kecepatan 60 km/jam ...	44
Gambar 4. 15 Kecepatan angular roda dan kendaraan: .....	45
Gambar 4. 16 Grafik respons perlambatan kecepatan 60 km/jam .....	46
Gambar 4. 17 Respons relative slip kecepatan 90 km/jam.....	47
Gambar 4. 18 Grafik jarak pengereman kecepatan 90 km/jam: (a) ABS (b) LBS .....	48
Gambar 4. 19 Grafik kecepatan angular: (a) ABS (b) LBS.....	49
Gambar 4. 20 Grafik respons perlambatan kecepatan 90 km/jam .....	50



## **DAFTAR TABEL**

Tabel 2.1 Data hasil simulasi (Subrantas, 2014) .....	5
Tabel 3.1 Spesifikasi Mobil GEA Pick-up .....	30

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Sekarang ini, kendaraan sudah menjadi salah satu sarana utama untuk memenuhi kebutuhan sehari-hari. Kendaraan pun dibuat tidak hanya berdasarkan fungsinya sebagai alat transportasi, melainkan tujuan penggunaannya dalam membantu proses produksi. Saat merancang sebuah kendaraan, banyak hal yang perlu dipertimbangkan dengan baik, misalnya dari aspek performa, kenyamanan, maupun keamanan. Ketiga aspek tersebut umumnya disesuaikan dengan kondisi jalan yang dilalui dan beban yang diterima oleh kendaraan. Dari tiga aspek yang telah disebutkan, aspek keamanan berkaitan langsung dengan kestabilan dan keselamatan, terutama ketika kendaraan sedang dioperasikan.

Salah satu bagian penting dari faktor keamanan pada sebuah kendaraan adalah sistem pengereman, yang berfungsi untuk memperlambat atau menghentikan kendaraan tanpa memperbesar resiko kecelakaan. Sudah banyak penelitian yang dilakukan mengenai perkembangan sistem rem pada kendaraan, salah satunya adalah ABS atau *Antilock Braking System*. Fitur ABS mampu meminimalkan jarak pengereman sambil mempertahankan stabilitas dan *steerability* pada kendaraan saat terjadi pengereman dan mencegah roda mengalami *skid* maupun *slip*, sehingga kenyamanan dan keamanan selama berkendara meningkat [1].

Dalam tugas akhir ini, pemodelan ABS dilakukan berdasarkan parameter yang telah ditentukan dengan menganalisis kendaraan GEA *Pick up*. Kemudian, penelitian dilanjutkan dengan menganalisis kinerja sistem pengereman untuk mengetahui performa sistem pengereman pada beberapa variasi kecepatan terhadap jarak pengereman, perlambatan, dan waktu pengereman.

### **1.2 Rumusan Masalah**

Perumusan masalah yang akan dibahas dalam tugas akhir ini antara lain:

1. Bagaimana pemodelan *Antilock Braking System* pada kendaraan GEA *Pick up* yang digunakan?
2. Bagaimana respons performa *Antilock Braking System* pada beberapa variasi kecepatan terhadap jarak pengereman, perlambatan, dan waktu pengereman?

### 1.3 Tujuan Penelitian

Penelitian dalam tugas akhir ini dilakukan untuk tujuan sebagai berikut:

1. Membuat pemodelan *Antilock Braking System* pada kendaraan GEA *Pick up* yang digunakan.
2. Mengetahui respons performa ABS pada kendaraan GEA *Pick up* untuk setiap kecepatan yang divariasikan.

### 1.4 Batasan Masalah

Penelitian dalam tugas akhir ini dilakukan dengan Batasan masalah sebagai berikut:

1. Kendaraan yang dianalisis adalah kendaraan GEA *Pick up* dengan asumsi dua penumpang yang masing-masing bermassa 60 kg.
2. Kendaraan diasumsikan membawa beban dengan massa sebesar 1.000 kg.
3. Performa sistem rem hanya dianalisis dari jarak pengereman dan perlambatan.
4. Analisis dilakukan pada variasi kecepatan sebesar 30, 60, dan 90 km/jam.
5. Pengaruh dari *engine brake* terhadap performa pengereman diabaikan.
6. Pengaruh *pressure drop* dan aliran fluida di sepanjang pipa pengereman diabaikan.
7. Kendaraan diasumsikan bergerak lurus dengan kecepatan konstan pada jalan datar, beraspal, dan kering.

### 1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian dalam tugas akhir ini diharapkan memiliki manfaat sebagai berikut:

1. Memberikan informasi mengenai performa dari *Antilock Braking System* pada kendaraan *GEA Pick up*.
2. Mengurangi biaya untuk melakukan uji performa sistem rem pada kendaraan *GEA Pick up* tanpa harus melakukan pengujian skala lapangan.
3. Sebagai media penelitian dan pengembangan ilmu pengetahuan khususnya mengenai sistem rem pada kendaraan.

### **1.6 Sistematika Penulisan**

Sistematika penulisan tugas akhir ini dibagi menjadi beberapa bab sebagai berikut:

Bab 1 Pendahuluan berisi latar belakang dari penelitian, rumusan masalah, batasan masalah, manfaat, dan sistematika penulisan.

Bab 2 Tinjauan Pustaka berisi dasar-dasar teori yang mendukung penelitian dalam tugas akhir ini.

Bab 3 Metodologi berisi urutan langkah-langkah dalam proses pengerjaan tugas akhir.

Bab 4 Analisis dan Pembahasan berisi perhitungan parameter dan pembahasan hasil simulasi yang dilakukan.

Bab 5 Kesimpulan dan Saran berisi kesimpulan dari hasil simulasi dan saran yang dapat diterapkan untuk penelitian selanjutnya.

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Penelitian Terdahulu

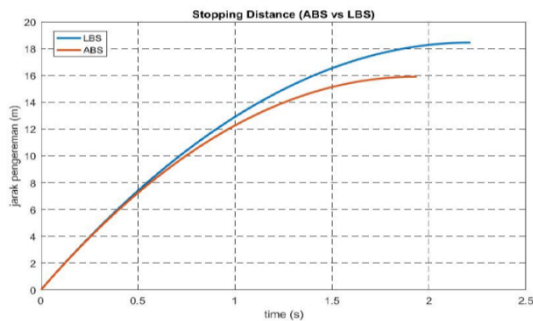
Wisnu Subrantas (2014) melakukan penelitian mengenai *lock braking system* dalam tugas akhir berjudul “Pemodelan dan Simulasi Sistem Pengereman Hidrolik Jenis *Lock Brake System* (LBS) pada Kendaraan GEA Pick Up dengan Variasi Komponen Pengereman yang Ditentukan dari Kendaraan Niaga Jenis Lainnya”. Simulasi sistem pengereman dilakukan dengan menggunakan *software* Simulink MATLAB. Hasil penelitian tersebut disampaikan menjadi beberapa kesimpulan, yaitu gaya hambat udara sangat mempengaruhi nilai perlambatan kendaraan, jarak pengereman berbanding lurus dengan kecepatan kendaraan (semakin tinggi kecepatan, maka semakin jauh jarak pengereman), dan performa pengereman untuk setiap penerapan komponen kendaraan dipengaruhi oleh perlambatan sudut dan gaya pengereman. Berikut adalah data hasil simulasi yang dilakukan:

Tabel 2.2 Data hasil simulasi (Wisnu Subrantas, 2014)

No.	Kendaraan	Kecepatan (m/s)	Jarak Pengereman (m)	Perlambatan (m/s <sup>2</sup> )	Waktu (s)
1.	GEA Pick up	10	2,245	-1,084	2,017
		20	8.899	-1,088	4
		30	19,73	-1,11	5,908
		40	34,38	-1.133	7,726
		50	52,37	-1,156	9,417
		60	73,18	-1,197	10,96
		70	96,24	-1,235	12,34
2.	Suzuki Carry Pick up	10	1,485	-1,653	1,322
		20	5,907	-1,664	2,613
		30	13,16	-1,681	3,905
		40	23,09	-1,704	5,149
		50	35,48	-1,733	6,31
		60	50,07	-1,765	7,424
		70	66,59	-1,806	8,454

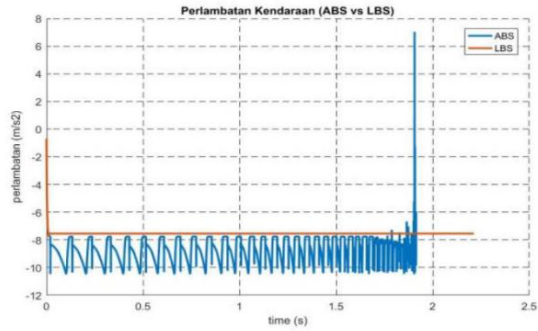
3.	Daihatsu Grandmax Pick up	10	1,116	-2,229	0,9849
		20	4,443	-2,242	1,957
		30	9,926	-2,259	2,917
		40	17,47	-2,281	3,847
		50	26,96	-2,309	4,749
		60	38,25	-2,344	5,602
		70	51,16	-2,384	6,422
4.	Colt L300 Pick up Standard	10	1,108	-2,251	0,976
		20	4,415	-2,257	1,943
		30	9,864	-2,277	2,899
		40	17,37	-2,297	3,82
		50	26,8	-2,325	4,725
		60	38,02	-2,362	5,573
		70	50,86	-2,407	6,388

Muhammad Jundulloh (2017) melakukan studi tentang pemodelan *antilock braking system* dan analisis pada Panzer Anoa APC 6x6. Dalam penelitian tersebut juga dilakukan simulasi sistem pengereman menggunakan Simulink MATLAB. Hasil simulasi berupa perbandingan antara ABS dan LBS pada kecepatan 60 km/jam.

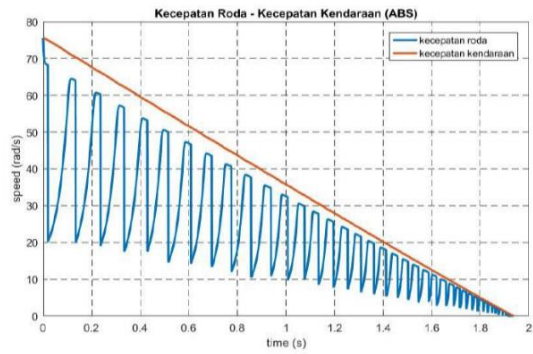


(a)

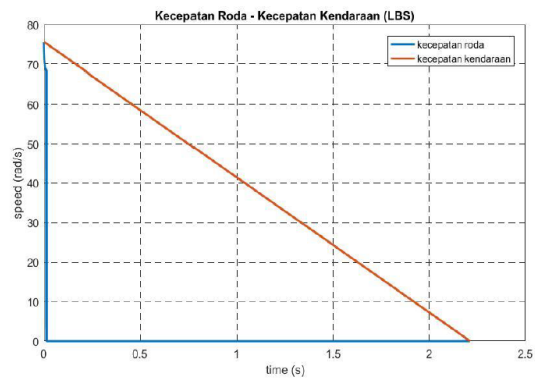




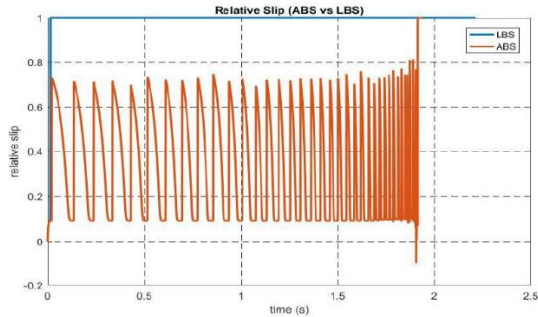
(b)



(c)



(d)



(e)

Gambar 2. 1 Grafik perbandingan hasil simulasi (Jundulloh, 2017): (a) jarak pengereman, (b) perlambatan, (c) kecepatan roda dan kendaraan ABS, (d) kecepatan roda dan kendaraan LBS, (e) *relative slip*

Gambar 2.1a memperlihatkan grafik perbandingan jarak pengereman LBS dan ABS, dimana jarak pengereman LBS lebih jauh dari pada ABS. Pada Gambar 2.1b, nilai perlambatan pada LBS mengalami peningkatan sekali dan akhirnya konstan, yang menandakan bahwa roda berada dalam keadaan *locked*. Sedangkan nilai perlambatan ABS berfluktuatif hingga kendaraan berhenti. Nilai kecepatan angular roda pada ABS mengalami penurunan secara fluktuatif bersamaan dengan berkurangnya kecepatan kendaraan hingga kendaraan berhenti (Gambar 2.1c). Nilai kecepatan angular roda pada LBS menurun secara signifikan menjadi nol ketika kendaraan masih bergerak atau mengalami penurunan kecepatan, menandakan bahwa roda berada dalam kondisi *locked* (Gambar 2.1d). Pada Gambar 2.1e terlihat bahwa LBS berada pada kondisi slip 100%, dan kondisi slip pada ABS berfluktuasi di sekitar 10-70% hingga kendaraan berhenti.

Berdasarkan dua penelitian tersebut, dapat disimpulkan bahwa *antilock braking system* memiliki kinerja yang lebih baik dari pada *lock braking system*. Kondisi *locked* pada roda kendaraan bisa mengakibatkan terjadinya kecelakaan. Pemasangan ABS pada kendaraan meningkatkan keamanan berkendara karena dapat

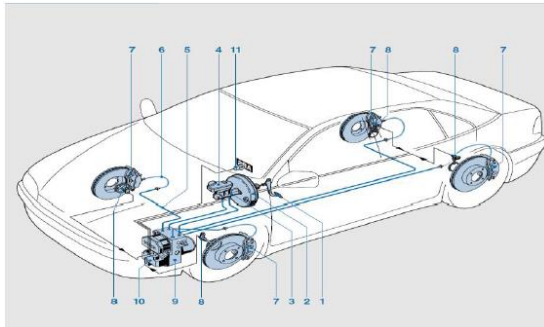
mengurangi resiko kecelakaan dengan mencegah roda mengalami kondisi *locked*.

## **2.2 Antilock Braking System**

*Antilock Braking System* (ABS) merupakan perangkat keselamatan aktif yang dirancang untuk membantu pengemudi mempertahankan kontrol kemudi dengan mencegah roda terkunci ketika terjadi pengereman keras atau mendadak. Jika roda mengalami *locked*, maka roda kendaraan berhenti berputar dan akibatnya kendaraan mulai meluncur tak tentu arah, atau dengan kata lain mengalami skid. Pada saat itulah ABS bekerja dengan memegang kendali tekanan hidrolik yang digunakan untuk melakukan pengereman.

### **2.2.1 Mekanisme ABS**

*Antilock Braking System* dikembangkan dengan tujuan untuk mencegah roda terkunci saat pengereman. Sistem ini mampu menurunkan resiko terjadinya *skid* pada roda kendaraan, menyesuaikan tekanan cairan rem di setiap roda, dan membantu pengemudi untuk mempertahankan kontrol terhadap kendaraan. Selain itu, sistem ini juga dirancang untuk meningkatkan efisiensi pengereman dan mempertahankan stabilitas kendaraan sekaligus mengurangi jarak pengereman. *Antilock Braking System* yang modern tidak hanya mencegah roda terkunci, tetapi juga berfungsi untuk menghasilkan cengkeraman maksimum roda pada permukaan jalan selama pengereman. Komponen utama dalam ABS terdiri dari *wheel speed sensors*, *hydraulic modulator*, dan ECU (*electronic control unit*). ABS bekerja dengan sistem kontrol *feedback* yang menyesuaikan tekanan rem terhadap perlambatan dan kecepatan putaran roda agar roda tidak terkunci. Sistem akan mati ketika kecepatan kendaraan berada di bawah batas yang telah diatur.



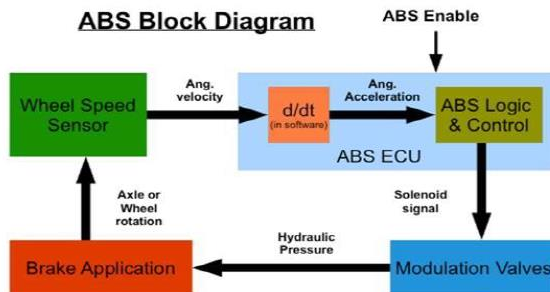
Gambar 2. 2 ABS pada kendaraan

Keterangan Gambar 2.2:

- |                                |                             |
|--------------------------------|-----------------------------|
| 1. Pedal rem                   | 7. Kaliper                  |
| 2. <i>Brake booster</i>        | 8. Sensor kecepatan roda    |
| 3. <i>Master cylinder</i>      | 9. Modulator hidrolis       |
| 4. <i>Reservoir minyak rem</i> | 10. ECU                     |
| 5. <i>Brake lines</i>          | 11. <i>ABS warning lamp</i> |
| 6. <i>Brake hose</i>           |                             |

## 2.2.2 Sistem Kontrol ABS

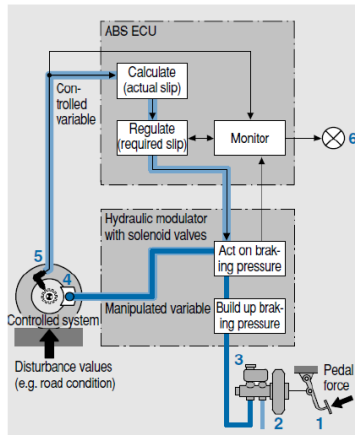
### 2.2.2.1 Skema ABS



Gambar 2. 3 Skema ABS

Gambar 2.3 merepresentasikan *block diagram* dari ABS. Gambar tersebut juga memperlihatkan komponen sistem dan fungsinya serta alur saat ABS bekerja. *Input* yang dibutuhkan dalam sistem rem ini adalah sinyal dari sensor kecepatan pada roda.

Sedangkan *control loop* untuk ABS dapat dilihat pada Gambar 2.4 berikut.



Keterangan:

1. Pedal rem
2. Brake booster
3. Master cylinder
4. Kaliper
5. Sensor kecepatan roda
6. ABS warning lamp

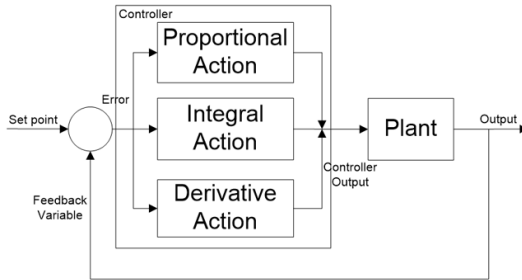
Gambar 2. 4 ABS *control loop*

Subsistem pada ABS *control loop* antara lain sebagai berikut.

- a. *Controlled system*
  - Kendaraan dan rem
  - Roda dan gesekan antara ban dan permukaan jalan
- b. Variabel eksternal yang mempengaruhi *control loop*
  - Perubahan koefisien adhesi antara ban dan permukaan jalan karena perbedaan jenis permukaan jalan dan perubahan pembebanan ban
  - Penyimpangan pada permukaan jalan yang menyebabkan roda dan suspense bergetar
  - Kebulatan yang tidak sempurna pada ban, tekanan dalam ban rendah, keausan pada tapak ban, perbedaan lingkaran antar roda
- c. *Controllers*
  - ECU
  - Sensor kecepatan roda
- d. Variabel terkendali
  - Kecepatan roda, perlambatan roda
  - Percepatan roda dan *brake slip*
- e. Variabel referensi

- Tekanan kaki diterapkan pada pedal rem oleh pengemudi, diperkuat dengan brake booster, menghasilkan tekanan rem pada sistem pengereman
- f. Variabel yang dikoreksi  
Gaya pengereman pada kaliper

### 2.2.2.2 PID Controller



Gambar 2. 5 Sistem kontrol PID

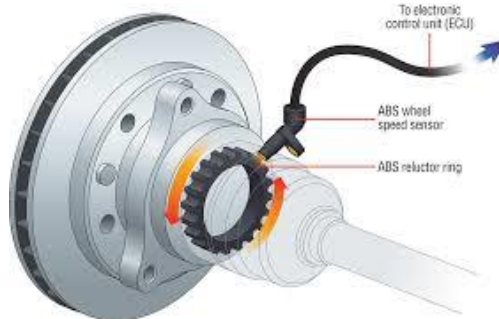
Dari berbagai penelitian yang dilakukan sejauh ini, sistem kontrol dibagi menjadi enam jenis, yaitu PID (*Proportional Integral Derivative*), kontrol optimal, kontrol non-linear, kontrol *robust*, kontrol adaptif, dan kontrol *intelligent*. Sistem kontrol PID sering digunakan untuk meningkatkan kinerja ABS. Model matematis yang dipresentasikan oleh Song (2007) dirancang untuk menganalisis dan meningkatkan performa dinamis dari kendaraan. Gambar 2.5 memperlihatkan sistem kontrol PID.

## 2.3 Komponen ABS

### 2.3.1 Wheel Speed Sensors

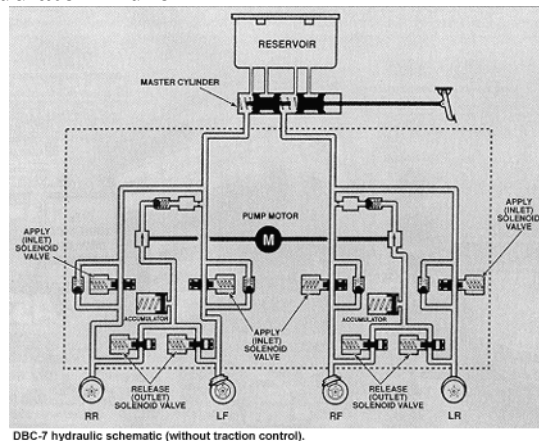
Gambar 2.6 memperlihatkan *wheel speed sensor* pada ABS. Sensor kecepatan roda umumnya diletakkan di *hub* roda. Sensor kecepatan roda ini terdiri dari sensor dan *reluctor ring*. Pada sensor, terdapat magnet yang menghasilkan garis gaya magnet dan pada *reluctor ring* terdapat *gear*. Ketika *reluctor ring* berputar, roda gigi akan memotong garis gaya magnet sehingga menghasilkan gaya induksi elektromotif bolak-balik sesuai dengan kecepatan kendaraan. Kemudian, sensor mengubah gaya induksi

elektromotif menjadi sinyal tegangan sinus dan mengirimkan sinyal tersebut ke ECU.



Gambar 2. 6 Wheel speed sensors [5]

### 2.3.2 Modulator Hidrolik



Gambar 2. 7 Modulator hidrolik

Modulator hidrolik secara seri menggabungkan katup solenoida yang dapat membuka dan menutup sirkuit hidrolik antara *master cylinder* dan rem. Modulator hidrolik juga dapat menghubungkan rem kembali ke pompa. Pada modulator hidrolik, umumnya katup solenoida yang digunakan adalah yang memiliki dua koneksi hidrolik dan dua katup posisi. Saat proses pengereman, *inlet valve* antara *master cylinder* dan rem terbuka, sementara

*outlet valve* antara rem dan pompa tertutup. Sebaliknya, jika terdapat kelebihan tekanan oleh minyak rem, maka pompa bekerja untuk mengembalikan minyak rem ke *reservoir*. Modulator hidrolis dapat dilihat pada Gambar 2.7.

### 2.3.3 Electronic Control Unit



Gambar 2. 8 ECU

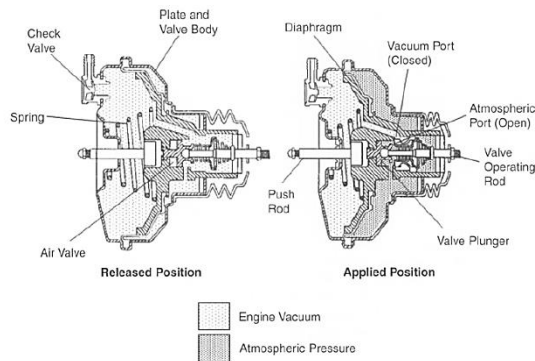
ECU menerima dan menyaring sinyal sensor untuk menghitung kecepatan rotasi dan percepatan roda. ECU juga menggunakan kecepatan dua roda diagonal lainnya untuk menghitung perkiraan kecepatan kendaraan. *Slip* pada setiap roda diperoleh dengan membandingkan kecepatan referensi ini dengan kecepatan roda individu. Percepatan dan *slip* roda berfungsi untuk memperingatkan ECU setiap timbul kecenderungan terjadinya *locked*. Mikrokomputer menanggapi peringatan tersebut dengan mengirimkan sinyal untuk mengatur tekanan pada katup solenoida melalui modulator tekanan untuk mengaut tekanan rem di silinder rem masing-masing roda. ECU dapat dilihat pada Gambar 2.8.

### 2.3.4 Pedal Rem

Pedal rem adalah komponen yang digunakan untuk mengoperasikan pengereman pada kendaraan. Ukuran tinggi pedal harus sesuai proses pengereman. Jika pedal terlalu tinggi, maka diperlukan waktu yang lebih lama agar rem bekerja sehingga menyebabkan pengereman pun terlambat. Sebaliknya, jika terlalu rendah, maka jarak gaya tekan terhadap pusat engkol pendek, dan gaya pengereman yang dihasilkan kecil dan tidak cukup.



### 2.3.5 Brake Booster



Gambar 2. 9 Brake booster

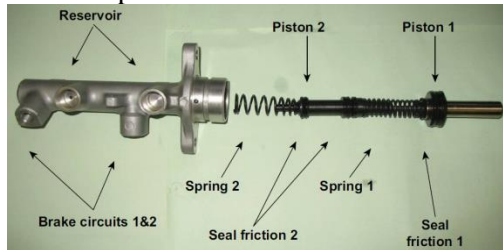
*Booster* dipasang menyatu dengan *master cylinder* dan setelah pedal rem. *Booster* berfungsi sebagai stimulan untuk memperkuat tekanan yang diberikan manusia, sehingga sedikit gaya yang diberikan mampu menghasilkan gaya rem yang lebih besar. Sketsa *brake booster* dapat dilihat pada Gambar 2.9.

*Booster* rem terdiri dari dua ruang yang masing-masing dipisahkan oleh karet membran atau diafragma. Ruang yang dekat dengan *master cylinder* adalah ruang A, dan yang dekat dengan pedal disebut ruang B. Ruang A memiliki saluran yang terhubung dengan *intake manifold* sehingga pada saat mobil dinyalakan, ruang A menjadi hampa udara. Ruang B menjadi hampa udara ketika mesin dinyalakan tetapi *valve* tidak ditekan. Keseimbangan ini perlu dijaga agar rem tidak bekerja sendiri ketika pedal rem tidak diinjak. Saat pedal rem diinjak, *valve* akan menutup saluran penghubung antara ruang A dan B, dan membuka saluran antara ruang B dengan udara luar (1 atm), sedangkan ruang A tetap *vacuum* ( $< 1$  atm).

### 2.3.6 Master Cylinder

*Master cylinder* (Gambar 2.10) berfungsi untuk meneruskan tekanan dari pedal menjadi tekanan hidrolik minyak rem untuk menggerakkan sepatu rem (model tromol) atau menekan rem (*disc brake*). Jika pedal rem ditekan, batang piston akan mengatasi

tekanan pegas pembalik dan piston digerakkan ke depan. Saat *piston cup* berada di ujung torak, *compressing port* akan tertutup. Bila piston maju lebih jauh lagi, tekanan minyak rem di dalam silinder akan bertambah dan mengatasi tegangan pegas *outlet* untuk membuka katup.

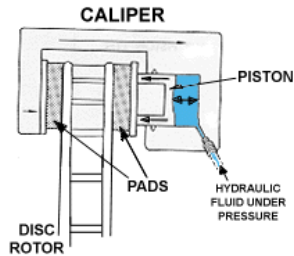


Gambar 2. 10 *Master cylinder* [2]

Bila pedal rem dibebaskan, maka piston akan mundur ke belakang pada posisinya semula (sedikit di dekat *inlet port*) karena adanya pegas pembalik. Dalam waktu yang bersamaan, katup *outlet* akan tertutup. Ketika piston kembali, *piston cup* mengerut dan memungkinkan minyak rem yang ada di sekeliling *piston cup* mengalir dengan cepat masuk ke silinder, sehingga silinder selalu terisi penuh oleh minyak rem. Sementara itu, tegangan pegas sepatu rem atau *pad* rem pada roda bekerja membalikkan tekanan pada minyak rem yang berada pada pipa-pipa untuk masuk kembali ke *master cylinder*.

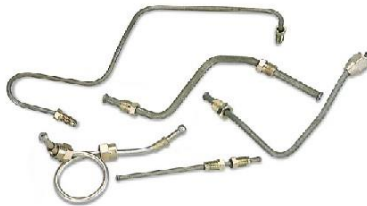
### 2.3.7 *Brake Caliper*

*Brake caliper* merupakan komponen aktuatur pada *disc brake* yang berfungsi mengubah tekanan hidrolik dari *master cylinder* menjadi gaya dorong berupa gerakan piston. Gaya dorong dari piston tersebut akan menekan atau menjepit *brake pad* pada piringan sehingga terjadi pengereman, seperti yang terlihat pada Gambar 2.11.



Gambar 2. 11 *Brake caliper*

### 2.3.8 *Brake Lines*

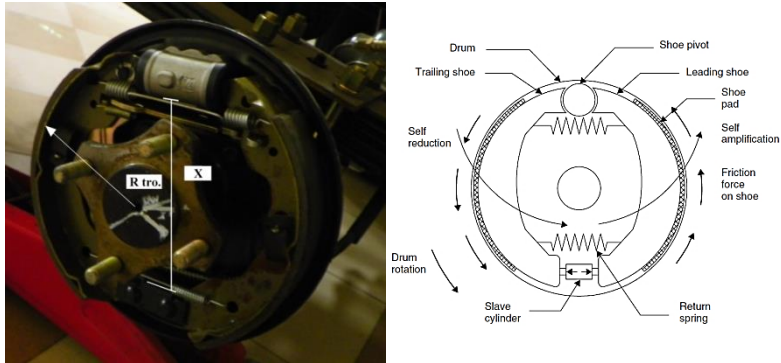


Gambar 2. 12 Brake lines

*Brake lines* atau saluran pengereman berfungsi untuk meneruskan tekanan aliran fluida kerja atau minyak rem yang juga mengalir melalui saluran tersebut. Gambar 2.12 memperlihatkan contoh *brake lines*.

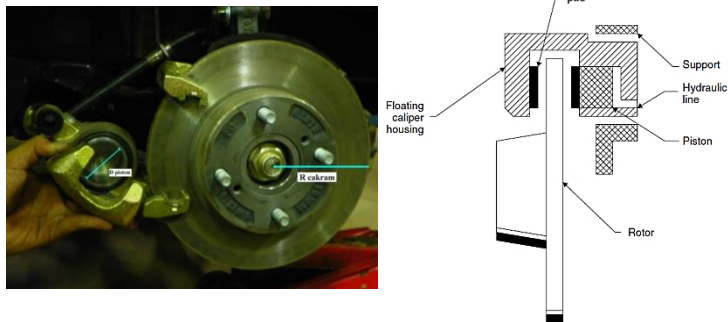
### 2.3.9 *Drum Brake dan Disc Brake*

Pada model rem tromol, kekuatan tenaga pengereman diperlukan dari sepatu rem yang diam menekan permukaan tromol bagian dalam yang berputar bersaa-sama roda. Bagian-bagian pada rem tromol terlihat pada Gambar 2.13.



Gambar 2. 13 *Drum brake* pada GEA *Pick up*

Pada dasarnya, rem cakram terdiri dari cakram yang dapat berputar bersama dengan roda dan *pad* (bahan gesek) yang dapat menjepit cakram. Pengereman terjadi karena adanya gaya gesek dari *pad* pada kedua sisi dari cakram dengan adanya tekanan dari piston-piston hidrolis. Bagian-bagian *disc brake* dapat dilihat pada Gambar 2.14.



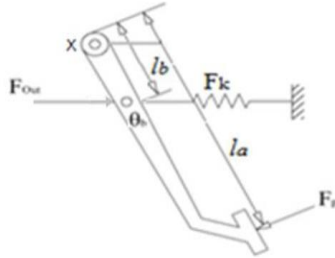
Gambar 2. 14 *Disc brake* pada GEA *Pick up*

## 2.4 Distribusi Pengereman

### 2.4.1 Gaya Pedal Rem

Gaya pedal merupakan gaya yang diberikan pengemudi untuk menekan *master cylinder*. Gaya yang diberikan diubah

menjadi gaya pedal dengan menggunakan perbandingan jarak tuas seperti pada Gambar 2.15 berikut.



Gambar 2. 15 Pedal rem [2]

Perbandingan jarak pada pedal (K) dapat dicari menggunakan persamaan berikut.

$$K = \frac{L_a}{L_b} \dots\dots\dots (2.1)$$

Dimana:  $L_1$  = jarak dari pedal ke tumpuan

$L_2$  = jarak dari *pushrod* ke tumpuan

$K$  = perbandingan tuas pedal rem

Dengan menggunakan kesetimbangan momen:

$$\sum M_x = 0$$

$$F_p \cdot L_a = (F_{out} + F_k) L_b \sin \theta$$

Maka gaya yang keluar dari pedal rem menjadi

$$F_{out} = \frac{F_p L_a}{L_b \sin \theta} - F_k \dots\dots\dots (2.2)$$

Dimana:  $F_{out}$  = gaya yang dihasilkan dari pedal rem

$F_p$  = gaya yang menekan pedal rem

$\frac{L_1}{L_2}$  = perbandingan tuas pedal rem

$F_k$  = gaya pegas

#### 2.4.2 Gaya *Brake Booster*

Gaya yang keluar dari *pushrod* akan diteruskan melalui *booster* (Gambar 2.16). *Booster* berfungsi untuk memperbesar gaya pedal yang akan diteruskan. Besar gaya keluaran *booster* dapat dicari dengan persamaan berikut.

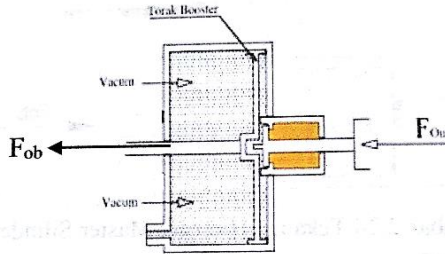
$$F_{ob} = F_{out} \times \frac{P_{atm}}{P_{vacm}} \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana:  $F_{ob}$  = gaya keluaran *booster*, N

$F_{out} = F_p$  = gaya keluaran pedal rem, N

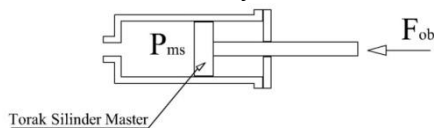
$P_{atm}$  = tekanan atmosfer, Pa

$P_{vacm}$  = tekanan vakum, Pa



Gambar 2. 16 Gaya pada *brake booster*

### 2.4.3 Tekanan Hidrolik *Master Cylinder*



Gambar 2. 17 Tekanan hidrolik

*Master Cylinder* (Gambar 2.17) pada sistem pengereman yang menggunakan sistem hidrolik menimbulkan tekanan yang disebut tekanan hidrolik.

Tekanan hidrolik tersebut dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$F_{ob} = P_{ms} \times A$$

$$P_{ms} = \frac{F}{0,25 \pi d^2}$$

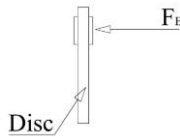
$$P_{ms} = \frac{F}{0,785 d_m^2} \dots\dots\dots(2.4)$$

Dimana:  $P_{ms}$  = tekanan hidrolik *master cylinder*

$F$  = gaya pedal

$d_m$  = diameter dalam *master cylinder*

### 2.4.4 Disc Brake



Gambar 2. 18 Gaya pada *disc brake*

Gaya pengereman pada rem model *disc brake* merupakan gaya yang diberikan oleh *brake pad* terhadap piringan cakram. Gambar 2.18 memperlihatkan gaya-gaya yang bekerja pada rem cakram.

Gaya piston yang menekan *brake pad* dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$F_b = P_{ms} 0,25 \pi d^2 \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana:  $F_b$  = gaya yang menekan *pad* rem

$P_{ms}$  = tekanan hidrolik

$d$  = diameter piston rem

Sedangkan gaya gesek pengereman dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$F_{bc} = \mu F_p \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana:  $F_{bc}$  = gaya gesek pengereman

$\mu$  = koefisien gesek *pad* rem

Torsi pengereman pada rem model cakram dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$T_{bc} = F_{bc} (R - r) \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana:  $T_{bc}$  = torsi pengereman cakram

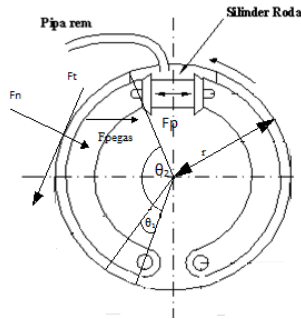
$F_{bc}$  = gaya gesek pengereman rem cakram

$R$  = jari-jari piringan cakram

$r$  = jari-jari *piston caliper*

### 2.4.5 Drum Brake

Gaya-gaya yang bekerja pada rem model tromol (*drum brake*) dapat dilihat pada Gambar 2.19 berikut ini.



Gambar 2. 19 Gaya pada *drum brake*

Gaya yang menekan *pad* rem dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$F_p = P_{ms} 0,25 \pi d^2 \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana:  $F_p$  = gaya yang menekan *pad* rem

$P_{ms}$  = tekanan hidrolis

$d$  = diameter *wheel* silinder tromol

Gaya pegas pada rem tromol dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$F_{pegas} = k \Delta x \dots\dots\dots(2.9)$$

Dimana:  $k$  = konstanta kekuatan pegas

$\Delta x$  = perubahan panjang sampai kanvas menyentuh  
rumah tromol

= 1,5 cm

Gaya gesek pengereman model tromol atau gaya tangensial diperoleh dengan persamaan berikut.

$$F_t = (F_p - F_{pegas}) \mu \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana:  $\mu$  = koefisien gesek material kanvas

Torsi pengereman rem tromol dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$T_{bt} = F_t r \dots\dots\dots(2.11)$$

Dimana:  $T_{bt}$  = torsi pengereman rem tromol

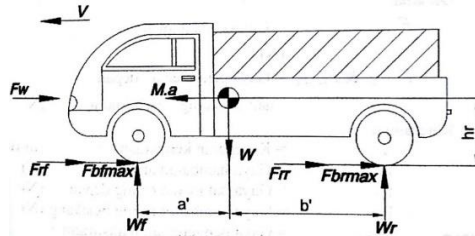
$F_t$  = gaya gesek rem tromol

$r$  = jari-jari rem tromol



## 2.5 Dinamika Kendaraan

### 2.5.1 Kendaraan dengan Gerak Lurus



Gambar 2. 20 Gaya pada mobil di bidang datar [4]

Gambar 2.20 memperlihatkan diagram benda bebas sebuah kendaraan. Gaya pengereman pada roda kendaraan memiliki suatu rasio tetap yang dibatasi oleh nilai koefisien gesek dari lintasan yang dilalui dan jumlahnya harus seimbang terhadap beban normal pada roda kendaraan, sehingga roda bagian depan dan belakang pada kendaraan menerima gaya pengereman maksimum secara bersamaan [3]. Gaya pengereman maksimum dituliskan dalam persamaan berikut.

Gaya pengereman maksimum:

$$\begin{aligned} F_{b, \max} &= F_{bf \max} + F_{br \max} \\ &= \mu (W_f + W_r) \\ &= \mu W \dots\dots\dots (2.12) \end{aligned}$$

Gaya sistem rem:

$$F_b = \frac{T_b}{r_{din}} \dots\dots\dots (2.13)$$

Saat pengereman dilakukan, kendaraan akan mengalami perlambatan. Perlambatan maksimum yang mampu dicapai dituliskan dalam persamaan berikut.

$$a_{\max} = \frac{F_{b \max}}{M} \dots\dots\dots (2.14)$$

#### 2.5.1.1 Gaya Hambat Udara ( $F_D$ )

Besar gaya hambat udara dipengaruhi oleh luas frontal kendaraan ( $A$ ), kecepatan relatif udara terhadap kendaraan ( $V$ ), massa jenis udara ( $\rho$ ), dan koefisien *drag* ( $C_D$ ). Jika dituliskan dalam persamaan, menjadi:

$$F_w = \frac{1}{2} C_D \rho V^2 A \dots \dots \dots (2.15)$$

### 2.5.1.2 Gaya Hambat *Rolling* ( $F_R$ )

Gaya hambat *rolling* merupakan gaya yang timbul akibat gesekan antara ban dan permukaan jalan, yang nilainya dipengaruhi oleh koefisien *rolling* ( $C_R$ ). Gaya hambat *rolling* dituliskan dalam persamaan berikut.

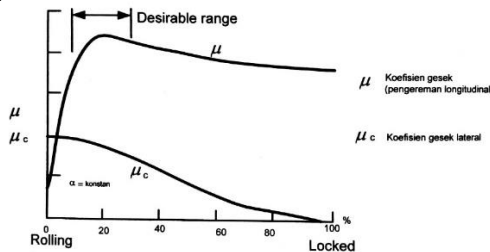
$$F_R = m g C_R \dots \dots \dots (2.16)$$

### 2.5.1.3 Gaya Pengereman

Gaya pengereman merupakan total gaya hambat yang menyebabkan kendaraan mengalami perlambatan. Gaya pengereman dituliskan dalam persamaan berikut.

$$F_{res} = F_b + F_w + F_R \dots \dots \dots (2.17)$$

## 2.5.2 *Skid* pada Kendaraan



Gambar 2. 21 Pengaruh *skid* terhadap koefisien adhesi [3]

Gambar 2.21 memperlihatkan hasil studi baru tentang karakteristik ban dan permukaan jalan, dimana koefisien adhesi terbesar terjadi ketika roda belum mengalami *locked*, yaitu pada saat roda mengalami *skid* sekitar 20%. Jika saat pengereman kondisi *skid* roda dapat dipertahankan sekitar 20% (*desirable range*), maka diharapkan jarak pengereman menjadi lebih pendek. Selain itu, pada gambar juga terlihat bahwa semakin besar persentase *skid*, maka semakin kecil nilai koefisien adhesi, terutama saat roda mencapai kondisi *locked*. Hal ini berarti bahwa dalam keadaan *locked*, roda tidak mampu menahan gaya ke samping, yang akan sangat berbahaya apabila terjadi ketika

kendaraan berbelok. Berdasarkan karakteristik tersebut, para ahli merancang dan menciptakan ABS untuk mempertahankan kendaraan pada kondisi optimum, yaitu roda mengalami *skid* hanya sekitar 20%. Persentase *skid* saat kendaraan mengalami pengereman dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$i = \left(1 - \frac{\omega r}{V_k}\right) \times 100\% \dots \dots \dots (2.18)$$

dimana:  $i$  = persentase *skid*

$\omega$  = kecepatan angular roda, rad/s

$r$  = jari-jari roda, m

$V_k$  = kecepatan kendaraan, m/s

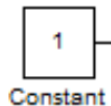
Untuk kondisi *locked*, maka  $\omega = 0$ , padahal kecepatan perpindahan kendaraan tidak sama dengan nol, pada kondisi inilah terjadi *skid* 100%. Ketika terjadi *skid*, nilai koefisien gesek lateral mencapai nilai terkecil.

## 2.6 Pemodelan Blok pada Simulink

Setelah pemodelan matematis ABS yang disusun berdasarkan parameter hasil analisis dinamika kendaraan dan roda diperoleh, maka dilakukan pemodelan *block* yang akan digunakan untuk simulasi. *Block* tersebut mempunyai fungsi tertentu, antara lain:

### 1. Constant

*Constant* merupakan konstanta keluaran yang sudah ditentukan nilainya. Nilai-nilai yang diperoleh dari hasil analisis kendaraan dimasukkan dalam fungsi *constant*.

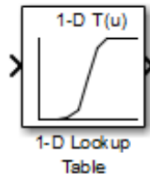


Gambar 2. 22 Constant block

### 2. Lookup Table

*Lookup Table* memperlihatkan interpolasi linier 1-D dari nilai masukan dengan menggunakan tabel yang sudah ditentukan terlebih dahulu. Dalam pemodelan ini, *lookup table* yang

digunakan adalah nilai koefisien gesek antara roda dan jalan dengan persentase *slip* yang terjadi.



Gambar 2. 23 *Lookup table*

### 3. *Gain*

Gain merupakan faktor pengali yang menjadikan suatu persamaan menjadi sebuah fungsi tertentu. Beberapa parameter dalam pemodelan ini dimasukkan dalam fungsi *gain*.



Gambar 2. 24 *Gain block*

### 4. *Fcn*

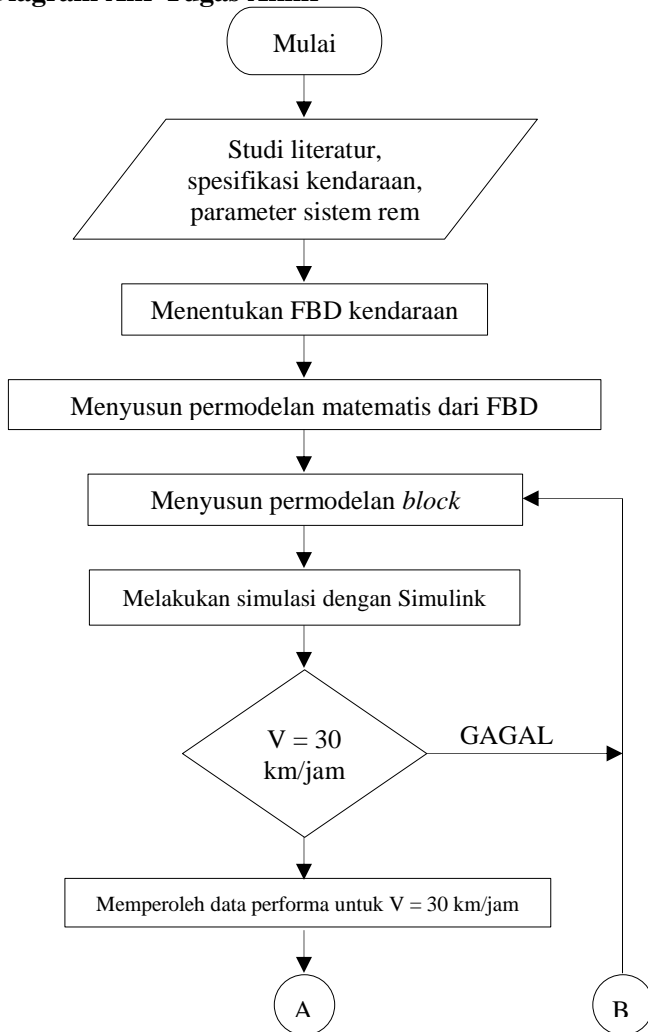
*Fcn* merupakan *block* yang digunakan untuk mengekspresikan persamaan matematis yang ditentukan. Dalam simulasi ini, *fcn block* menunjukkan ekspresi matematika untuk *slip* pada kendaraan.

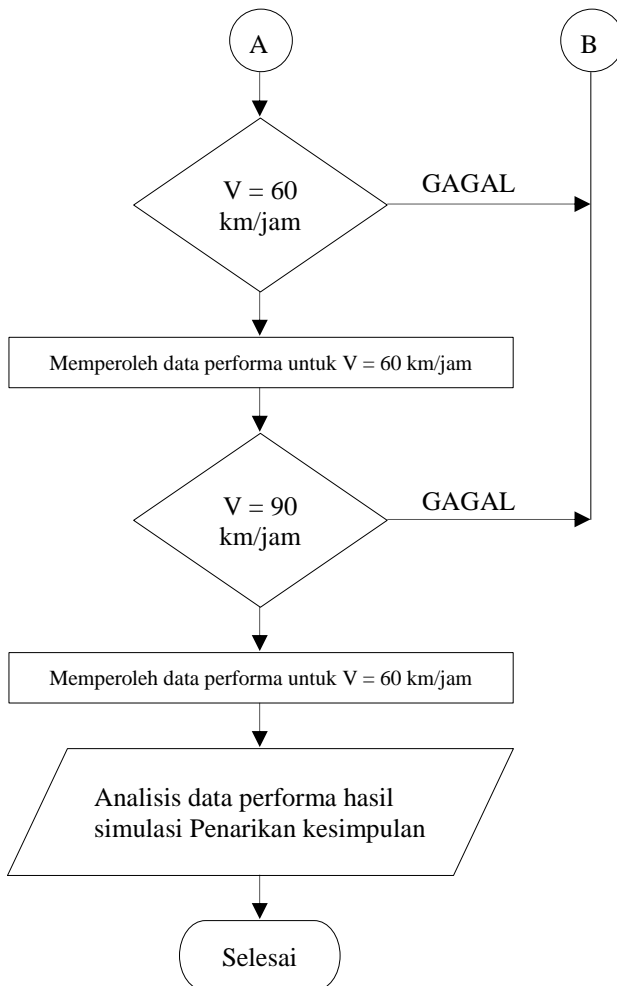


Gambar 2. 25 *Fcn block*

## BAB III METODE

### 3.1 Diagram Alir Tugas Akhir





Gambar 3. 1 Diagram alir tugas akhir

Tugas akhir ini ditulis dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh gaya pengereman dengan beban muatan konstan dan beberapa variasi kecepatan terhadap jarak pengereman, waktu pengereman, dan perlambatan pada kendaraan GEA Pick up. Maka

dari itu, untuk mencapai tujuan, tugas akhir ini dilakukan sesuai diagram alir pada Gambar 3.1.

Penelitian dalam tugas akhir ini diawali dengan studi literatur mengenai *Antilock Braking System* pada kendaraan melalui buku, jurnal, dan penelitian-penelitian sebelumnya. Studi literatur dilakukan sembari mengumpulkan data terkait penelitian, yaitu spesifikasi kendaraan, beban muatan, spesifikasi komponen rem, dan menentukan variasi kecepatan.

Tahapan kedua merupakan penentuan model dinamis kendaraan. Model dinamis tersebut berupa model roda dan kendaraan yang akan dianalisis serta gaya-gaya yang bekerja selama pengereman dilakukan. Gaya-gaya tersebut dituangkan dalam bentuk *free body diagram* kendaraan.

Selanjutnya, tahapan ketiga merupakan penyusunan pemodelan matematis dari model dinamis kendaraan yang sudah ditentukan dalam tahap sebelumnya.

Tahapan keempat merupakan penyusunan model *block diagram* dari pemodelan matematis yang sudah ditentukan pada tahap ketiga.

Tahapan kelima adalah pelaksanaan simulasi pemodelan ABS. Simulasi pertama dilakukan dengan kecepatan 30 km/jam. Lalu, simulasi dilanjutkan untuk variasi 60 km/jam dan 90 km/jam. Jika simulasi tersebut gagal, maka proses akan kembali pada tahap keempat, yaitu menyusun ulang *block diagram*. Apabila simulasi berhasil dilakukan, penulis akan memperoleh data performa pengereman kendaraan untuk setiap variasi.

Tahap terakhir adalah analisis dan pembahasan data hasil simulasi serta penarikan kesimpulan. Hasil simulasi dianalisis dan dibahas terlebih dahulu. Setelah itu, penarikan kesimpulan dilakukan berdasarkan pembahasan data hasil simulasi.

### **3.2 Kendaraan GEA Pick up**

Kendaraan yang akan dianalisis dapat dilihat pada Gambar 3.2 berikut.



Gambar 3. 2 GEA pick up

Spesifikasi kendaraan GEA pick up yang sudah diperoleh, dituliskan dalam Tabel 3.1 berikut.

Tabel 3.1 Spesifikasi Mobil GEA Pick-up

Spesifikasi GEA model Pick-Up	
Dimensi	
Jarak sumbu roda	2590 mm
Jarak COG ke sumbu roda depan( $L_f$ )	1059 mm
Jarak COG ke sumbu roda belakang( $L_r$ )	1530 mm
Jarak COG ke ground (h)	396 mm
Massa Kendaraan	
Massa total	660 kg
Massa depan	380 kg
Massa belakang	280 kg
Aerodinamis	
Luas frontal ( $A_f$ )	2,51 m <sup>2</sup>
Massa jenis angin ( $\rho$ )	1,23 kg/m <sup>3</sup>
Koefisien drag ( $C_d$ )	0,4
Koefisien rolling (fr)	0,06
Koefisien adhesi ( $\mu_s$ )	0,65
Sudut kemiringan turunan ( $\theta_{turunan}$ )	40 <sup>0</sup>
Dimensi Pedal Rem	
Jarak pedal rem ke tumpuan (a)	0,28 m
Jarak push rod ke tumpuan (b)	0,09 m
Diameter dalam master silinder	0,03 m
Rem Model Cakram ( <i>Single Piston</i> )	
Diameter piston kaliper	0,05 m
Diameter rotor <i>disk</i>	0,23 m
Rem Model Tromol	



Diameter wheel silinder	0,0225 m
Diameter tromol silinder	0,24 m
Lebar kanvas rem tromol	0,04 m
Jarak wheel silinder ke tumpuan (a)	0,17 m
$\theta_1$	20°
$\theta_2$	110°
<b>Ban (P 165/80 R13)</b>	
Jenis	Radial
Diameter roda	590 mm
Lebar	165 mm

### 3.3 Pemodelan ABS

#### 3.3.1 Distribusi Sistem Pengereman

Parameter yang akan dianalisis dan digunakan untuk membuat pemodelan ABS dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut.

##### 1. Gaya pedal rem

Gaya pedal rem merupakan gaya yang diberikan ketika pengemudi menginjak pedal rem dan selanjutnya diteruskan ke *brake booster*. Rata-rata gaya yang dihasilkan injakan kaki sebesar 300 N. Gaya pedal rem dapat dihitung menggunakan Persamaan 2.2.

##### 2. Gaya *brake booster*

Gaya keluaran *brake booster* merupakan gaya pedal rem yang sudah mengalami peningkatan setelah melalui *booster*. Gaya keluaran *brake booster* dihitung dengan menggunakan Persamaan 2.3.

##### 3. Tekanan hidrolik *master cylinder*

*Input* pada *master cylinder* berasal dari gaya keluaran *brake booster*. Tekanan hidrolik yang dihasilkan *master cylinder* dihitung dengan menggunakan Persamaan 2.4.

##### 4. *Disc Brake*

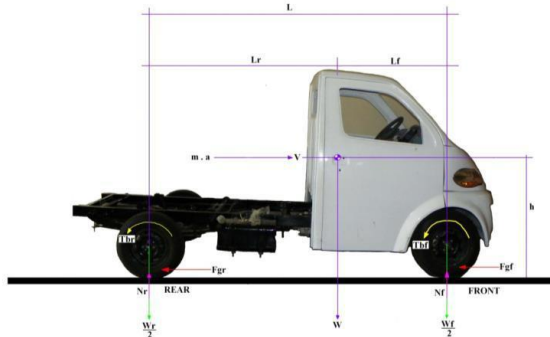
Gaya pengereman pada *disc brake* merupakan gaya yang diberikan oleh *brake pad* pada piringan cakram. Gaya dan torsi pada *disc brake* dihitung dengan menggunakan Persamaan 2.5, 2.6, dan 2.7.

Gambar 3. 3 Contoh pemodelan ABS dengan Simulink

## BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Perhitungan Berat Kendaraan

#### 4.1.1 Berat Kendaraan Tanpa Muatan dan Satu Penumpang



Gambar 4. 1 FBD kendaraan GEA *pick up* tanpa muatan

Distribusi massa kendaraan dapat ditentukan dari data spesifikasi (Tabel 3.1) dan perhitungan kesetimbangan momen berdasarkan *free body diagram* kendaraan pada Gambar 4.1. Kendaraan diasumsikan membawa satu orang penumpang dengan massa 60 kg dan tidak membawa muatan ataupun *pick up box*. Jarak CG penumpang dengan sumbu roda depan ( $c$ ) = 0,86 m.

$$\begin{aligned}\sum M_f &= 0 \\ (W_p \times c) + (W \times a) - (W'_r \times L) &= 0 \\ (m_p \times g \times c) + (M \times g \times a) - (W'_r \times L) &= 0 \\ (60 \times 9,81 \times 0,86) + (660 \times 9,81 \times 1,06) - (W'_r \times 2,59) &= 0 \\ W'_r &= 2.845,28 \text{ N}\end{aligned}$$

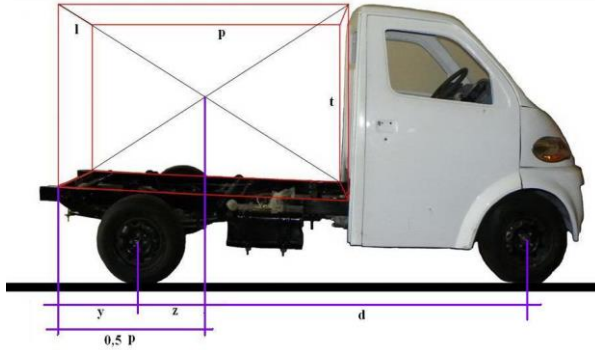
Sehingga, berat total kendaraan:

$$W_{\text{total}} = (660 + 60) \times 9,81 = 7.063,2 \text{ N}$$

Dan berat pada sumbu roda depan adalah

$$\begin{aligned}W'_f &= W_{\text{total}} - W'_r \\ &= 7.063,2 - 2.845,28 = 4.217,92 \text{ N}\end{aligned}$$

#### 4.1.2 Berat Kendaraan dengan Muatan



Gambar 4. 2 FBD kendaraan dengan muatan

Distribusi massa kendaraan dapat dihitung dari data spesifikasi (Tabel 3.1), diagram benda bebas dari kendaraan (Gambar 2.20), dan perhitungan kesetimbangan momen. Kendaraan diasumsikan membawa muatan 1.000 kg dan dua orang penumpang dengan massa masing-masing sebesar 60 kg, sehingga massa total menjadi 1.780 kg. Dimensi muatan sebesar  $2,2 \text{ m} \times 1,45 \text{ m} \times 1,2 \text{ m}$  ( $p \times l \times t$ ). Jarak sumbu roda belakang ke bodi belakang ( $y$ ) = 0,84 m. Jarak CG penumpang dengan sumbu roda depan ( $c$ ) = 0,86 m.

$$z = 0,5p - y$$

$$= (0,5 \times 2,2) - 0,84 = 0,26 \text{ m}$$

$$d = L - z$$

$$= 1,45 - 0,26 = 2,33 \text{ m}$$

$$\sum M_f = 0$$

$$(W_p \times c) + (W \times a) - (W'_r \times L) + (W_m \times d) = 0$$

$$(m_p \times g \times c) + (M \times g \times a) - (W'_r \times L) + (m_m \times g \times d) = 0$$

$$(120 \times 9,81 \times 0,86) + (660 \times 9,81 \times 1,06) - (W'_r \times 2,59) + (1000 \times 9,81 \times 2,33) = 0$$

$$W'_r = 11.865,93 \text{ N}$$

Sehingga, berat total kendaraan:

$$W_{\text{total}} = (660 + 120 + 1.000) \times 9,81 = 17.461,8 \text{ N}$$

Dan berat pada sumbu roda depan adalah

$$\begin{aligned}
 W'_f &= W_{\text{total}} - W'_r \\
 &= 17.461,8 - 11.865,93 = 5.595,87 \text{ N}
 \end{aligned}$$

## 4.2 Pemodelan Kendaraan

### 4.2.1 Model Dinamis Kendaraan

Gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan diasumsikan berupa gaya hambat aerodinamis dan gaya hambat *rolling*. Selain itu, juga terdapat gaya inersia yang timbul akibat adanya perlambatan pada kendaraan. Gaya-gaya tersebut akan mempengaruhi gaya pengereman kendaraan. Gambar 2.20 memperlihatkan gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan. Roda kendaraan akan mengalami *lock* apabila:

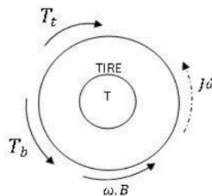
$$F_b = \mu \times W$$

Percepatan kendaraan dapat diperoleh dari Hukum II Newton:

$$\begin{aligned}
 \sum F_x &= M \cdot a \\
 -F_{bf} - F_{br} - F_R - F_D &= M \cdot a \\
 a &= \frac{-(F_{bf} + F_{br} + F_R + F_D)}{M}
 \end{aligned}$$

### 4.2.2 Pemodelan Roda Kendaraan

Pemodelan matematis untuk roda meliputi torsi yang bekerja pada roda kendaraan dan mempengaruhi proses pengereman. Pemodelan matematis kendaraan dan roda akan dijadikan acuan untuk menyusun pemodelan diagram blok simulasi. Gambar 4.3 memperlihatkan *free body diagram* roda.



Gambar 4. 3 FBD pada roda

Torsi pada roda:

$$J\ddot{\theta} = -T_b + T_t - \omega \cdot B$$

Percepatan sudut yang terjadi saat pengereman:

$$\ddot{\theta} = \frac{-T_b + T_t - \omega.B}{J}$$

Dimana inersia roda:

$$J = \frac{1}{2} m_{\text{ban}} (r_{\text{tire}}^2 + r_{\text{wheel}}^2)$$

Torsi traktif:

$$T_t = F_t \times r_d$$

Torsi rem:

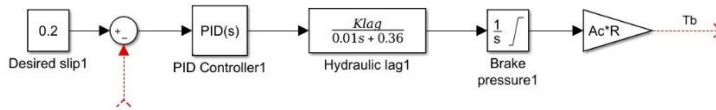
$$T_b = F_b \times r_d$$

Redaman jalan (torsi gesek):

$$\omega.B = W \cdot r_w \cdot \mu$$

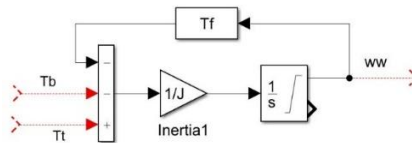
### 4.3 Pemodelan Diagram Blok Simulink

#### 4.3.1 Pemodelan Aktuator



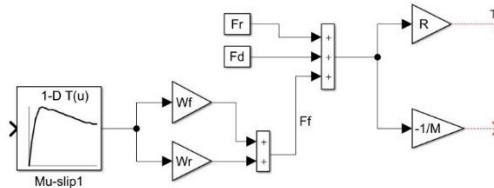
Gambar 4. 4 Pemodelan aktuator

#### 4.3.2 Pemodelan Roda Kendaraan



Gambar 4. 5 Pemodelan roda kendaraan

#### 4.3.3 Pemodelan Dinamis Kendaraan



Gambar 4. 6 Pemodelan dinamis kendaraan

#### 4.3.4 Pemodelan Slip Kendaraan

$$\begin{aligned}
 F_{\text{booster}} &= F_{\text{out}} \times \frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{vcm}}} \\
 &= 731,56 \times 3 \\
 &= 2.194,68 \text{ N}
 \end{aligned}$$

#### 4.4.3 Tekanan Master Cylinder

Gaya yang dihasilkan dari *booster* akan diteruskan ke master cylinder. Berikut perhitungan gaya yang dihasilkan dalam master cylinder:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{mc}} &= \frac{F_{\text{booster}}}{A} \\
 &= \frac{2194,68}{\frac{1}{4}(3,14)(0,03^2)} \\
 &= 3,1 \text{ MPa} \\
 &= 3.106.412 \text{ Pa}
 \end{aligned}$$

#### 4.4.4 Drum Brake

Gaya cakram merupakan gaya yang dihasilkan dari *master cylinder* ke kaliper dan diteruskan pada cakram sehingga menghasilkan pengereman. Berikut perhitungan gaya rem cakram:

$$\begin{aligned}
 F_c &= P_{\text{mc}} \times A \\
 &= 3.106.412 \times (0,25)(3,14)(0,05^2) \\
 &= 6.096,33 \text{ N} \\
 F_{\text{pad}} &= \mu \times F_c \\
 &= 0,5 \times 6096,33 \\
 &= 3048,17 \text{ N} \\
 T_{\text{bf}} &= F_{\text{pad}} (R - r) \\
 &= 3048,17 (0,115 - 0,025) \\
 &= 274,43 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

#### 4.4.5 Disc Brake

Pada model rem tromol, kekuatan tenaga pengereman diperlukan dari sepatu rem yang diam menekan permukaan tromol bagian dalam yang berputar bersama-sama roda. Berikut perhitungan gaya yang bekerja pada rem tromol.

$$F_{\text{pad}} = P_{\text{mc}} \times A$$

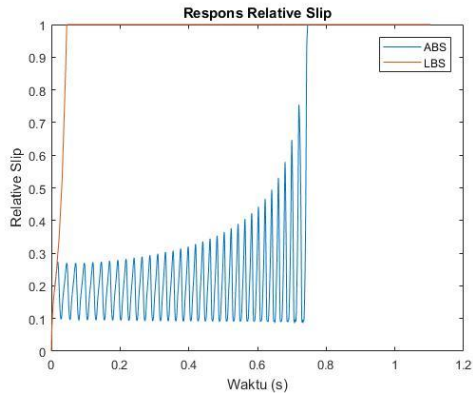


$$\begin{aligned}
&= 3.106.412 \times (0,25)(3,14)(0,0225^2) \\
&= 1234,51 \text{ N} \\
F_{\text{pegas}} &= k (\Delta x) \\
&= 13067 (0,0006) \\
&= 7,84 \text{ N} \\
F_{\text{br}} &= (F_{\text{pad}} - F_{\text{pegas}}) \mu \\
&= (1234,51 - 7,84) 0,5 \\
&= 613,34 \text{ N} \\
T_{\text{br}} &= F_{\text{br}} \times r \\
&= 613,34 (0,12) \\
&= 73,6 \text{ Nm}
\end{aligned}$$

## 4.5 Analisis Hasil Simulasi

### 4.5.1 Pengereman pada Kecepatan 30 km/jam

#### 4.5.1.1 Respons *Relative Slip*

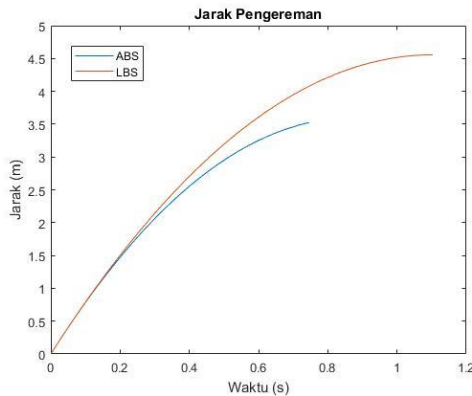


Gambar 4. 9 Grafik respons *slip* kecepatan 30 km/jam

Gambar 4.9 merupakan hasil simulasi pengereman pada kecepatan 30 km/jam. Dalam grafik tersebut terlihat bahwa respons slip untuk simulasi pemodelan ABS nilainya berfluktuasi di sekitar 20% selama beberapa saat sebelum akhirnya mencapai 100%. Hal tersebut menunjukkan bahwa selama pengereman, kendaraan mengalami kondisi slip sesuai dengan persentase yang diharapkan seperti pada Gambar 2.21, sehingga kestabilan kendaraan tetap

terjaga. Sedangkan untuk model LBS, terlihat bahwa respons slip meningkat secara signifikan mencapai 100% dan konstan hingga akhir. Dengan kata lain, ketika terjadi pengereman, roda kendaraan menerima gaya maksimum yang menyebabkan roda mengalami locked, sehingga roda tidak dapat berputar dan hanya mengalami gerak translasi hingga kendaraan berhenti.

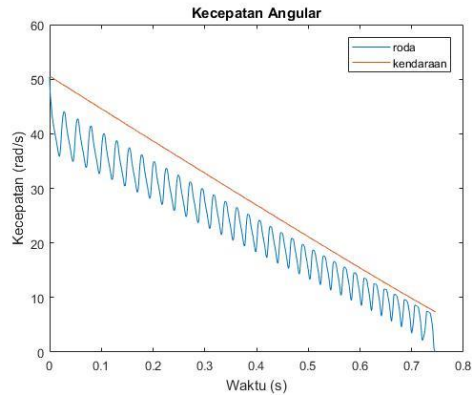
#### 4.5.1.2 Respons Jarak Pengereman



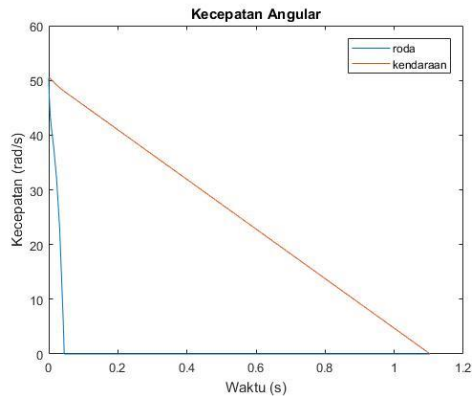
Gambar 4. 10 Grafik jarak pengereman kecepatan 30 km/jam

Pada Grafik 4.10 terlihat bahwa model ABS menempuh jarak pengereman sejauh 3,525 m dalam waktu 0,746 s dan model LBS menempuh jarak pengereman sejauh 4,557 m dalam waktu 1,104 s. Perbedaan waktu dan jarak pengereman yang ditempuh masing-masing model tersebut menunjukkan bahwa model ABS memiliki performa yang lebih baik dari pada model LBS, karena jarak dan waktu pengereman yang ditempuh model ABS nilainya lebih kecil dibandingkan dengan model LBS.

### 4.5.1.3 Respons Kecepatan Angular Roda dan Kendaraan



(a)



(b)

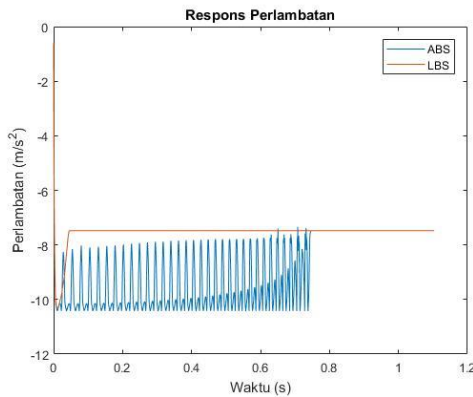
Gambar 4. 11 Grafik kecepatan angular roda dan kendaraan:

(a) ABS (b) LBS

Gambar 4.11 merupakan grafik kecepatan angular roda dan kendaraan dari hasil simulasi pengereman pada kecepatan 30 km/jam. Pada simulasi model ABS, roda dan kendaraan memiliki nilai kecepatan angular yang sama, yaitu 50,48 rad/s. Namun, terlihat adanya perbedaan dari karakter kurva kecepatan angular antara roda dan kendaraan. Kurva kendaraan mengalami penurunan secara linier, sedangkan kurva roda mengalami

penurunan secara fluktuatif. Hal tersebut menggambarkan bahwa selama terjadi pengereman, roda menerima gaya rem secara bertahap karena adanya siklus pengereman yang diatur oleh unit kontrol ABS. Sedangkan dalam simulasi model LBS, kecepatan angular roda mengalami penurunan secara signifikan menuju nilai 0 rad/s dan konstan hingga akhir. Hal tersebut menggambarkan bahwa ketika terjadi pengereman, gaya rem yang diberikan pada roda langsung mencapai nilai maksimum, sehingga roda tidak dapat berputar dan mengalami locked hingga kendaraan berhenti.

#### 4.5.1.4 Respons Perlambatan

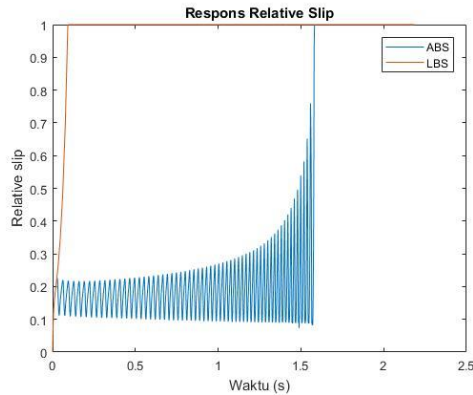


Gambar 4. 12 Respons perlambatan kecepatan 30 km/jam

Gambar 4.12 memperlihatkan respons perlambatan sistem pengereman pada kecepatan 30 km/jam. Pada simulasi model ABS, nilai perlambatan berfluktuasi di antara 8 – 10  $\text{m/s}^2$ . Fluktuasi pada perlambatan tersebut menunjukkan adanya siklus pengereman, karena sensor kecepatan yang dipasang pada roda mencegah roda mengalami penurunan kecepatan secara mendadak. Sedangkan pada simulasi model LBS, kendaraan mengalami perlambatan sebesar 10,32  $\text{m/s}^2$ , lalu berubah menjadi 7,48  $\text{m/s}^2$  dan konstan hingga akhir. Hal tersebut menggambarkan bahwa pada kondisi awal kendaraan mengalami pengereman maksimum yang menyebabkan roda terkunci dan kendaraan bergerak tanpa roda berputar.

## 4.5.2 Pengereman pada Kecepatan 60 km/jam

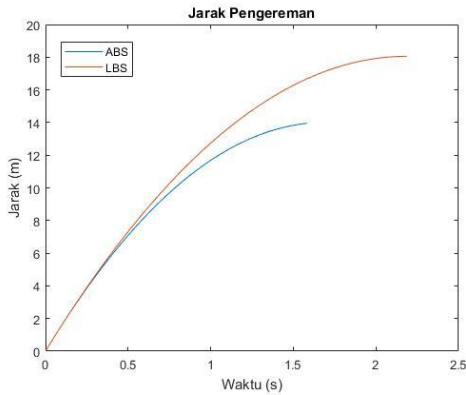
### 4.5.2.1 Respons *Relative Slip*



Gambar 4. 13 Respons *relative slip* kecepatan 60 km/jam

Gambar 4.13 merupakan hasil simulasi pengereman pada kecepatan 60 km/jam. Dalam grafik tersebut terlihat bahwa respons slip untuk simulasi pemodelan ABS nilainya berfluktuasi di sekitar 20% selama beberapa saat sebelum akhirnya mencapai 100%. Hal tersebut menunjukkan bahwa selama pengereman, kendaraan mengalami kondisi slip sesuai dengan persentase yang diharapkan seperti pada Gambar 2.21, sehingga kestabilan kendaraan tetap terjaga. Sedangkan untuk model LBS, terlihat bahwa respons slip meningkat secara signifikan mencapai 100% dan konstan hingga akhir. Dengan kata lain, ketika terjadi pengereman, roda kendaraan menerima gaya maksimum yang menyebabkan roda mengalami locked, sehingga roda tidak dapat berputar dan hanya mengalami gerak translasi hingga kendaraan berhenti.

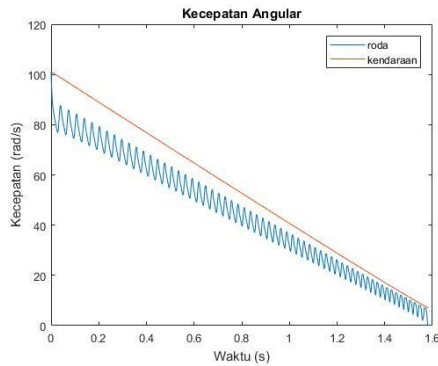
#### 4.5.2.2 Respons Jarak Pengereman



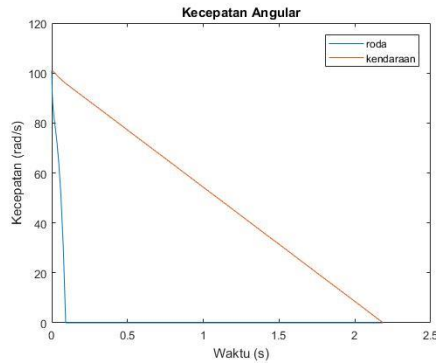
Gambar 4. 14 Grafik jarak pengereman kecepatan 60 km/jam

Pada Grafik 4.14 terlihat bahwa model ABS menempuh jarak pengereman sejauh 13,95 m dalam waktu 1,582 s dan model LBS menempuh jarak pengereman sejauh 18,05 m dalam waktu 2,186 s. Perbedaan waktu dan jarak pengereman yang ditempuh masing-masing model tersebut menunjukkan bahwa model ABS memiliki performa yang lebih baik dari pada model LBS, karena jarak dan waktu pengereman yang ditempuh model ABS nilainya lebih kecil dibandingkan dengan model LBS.

#### 4.5.2.3 Respons Kecepatan Angular Roda dan Kecepatan



(a)



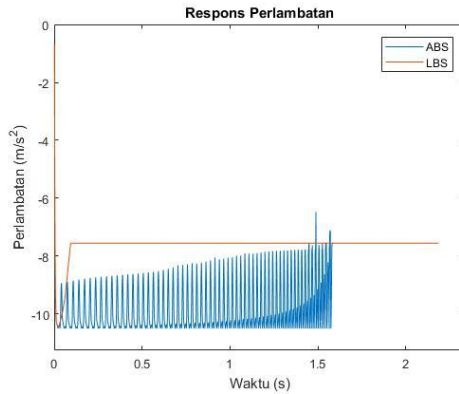
(b)

Gambar 4. 15 Kecepatan angular roda dan kendaraan:

(a) ABS (b) LBS

Gambar 4.15 merupakan grafik kecepatan angular roda dan kendaraan dari hasil simulasi pengereman pada kecepatan 60 km/jam. Pada simulasi model ABS, roda dan kendaraan memiliki nilai kecepatan angular yang sama, yaitu 101 rad/s. Namun, terlihat adanya perbedaan dari karakter kurva kecepatan angular antara roda dan kendaraan. Kurva kendaraan mengalami penurunan secara linier, sedangkan kurva roda mengalami penurunan secara fluktuatif. Hal tersebut menggambarkan bahwa selama terjadi pengereman, roda menerima gaya rem secara bertahap karena adanya siklus pengereman yang diatur oleh unit kontrol ABS. Sedangkan dalam simulasi model LBS, kecepatan angular roda mengalami penurunan secara signifikan menuju nilai 0 rad/s dan konstan hingga akhir. Hal tersebut menggambarkan bahwa ketika terjadi pengereman, gaya rem yang diberikan pada roda langsung mencapai nilai maksimum, sehingga roda tidak dapat berputar dan mengalami locked hingga kendaraan berhenti.

#### 4.5.2.4 Respons Perlambatan



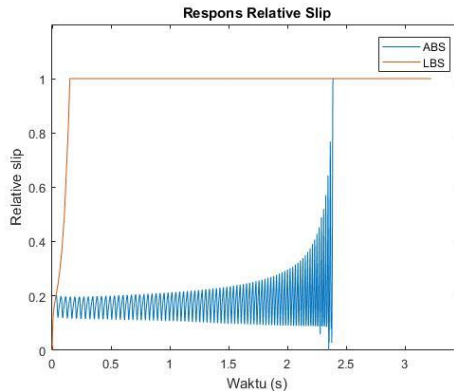
Gambar 4. 16 Grafik respons perlambatan kecepatan 60 km/jam

Gambar 4.16 memperlihatkan respons perlambatan sistem pengereman pada kecepatan 60 km/jam. Pada simulasi model ABS, nilai perlambatan berfluktuasi di antara 8 – 10  $\text{m/s}^2$ . Fluktuasi pada perlambatan tersebut menunjukkan adanya siklus pengereman, karena sensor kecepatan yang dipasang pada roda mencegah roda mengalami penurunan kecepatan secara mendadak. Sedangkan pada simulasi model LBS, kendaraan mengalami perlambatan sebesar 10,45  $\text{m/s}^2$ , lalu berubah menjadi 7,552  $\text{m/s}^2$  dan konstan hingga akhir. Hal tersebut menggambarkan bahwa pada kondisi awal kendaraan mengalami pengereman maksimum yang menyebabkan roda terkunci dan kendaraan bergerak tanpa roda berputar.



### 4.5.3 Pengereman pada Kecepatan 90 km/jam

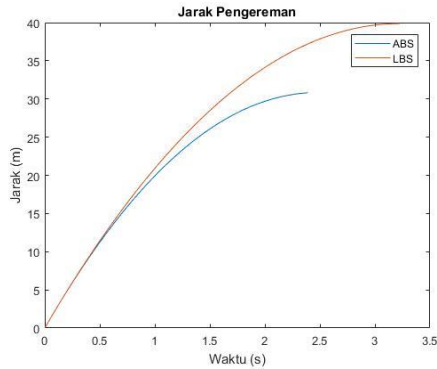
#### 4.5.3.1 Respons *Relative Slip*



Gambar 4. 17 Respons *relative slip* kecepatan 90 km/jam

Gambar 4.17 merupakan hasil simulasi pengereman pada kecepatan 60 km/jam. Dalam grafik tersebut terlihat bahwa respons slip untuk simulasi pemodelan ABS nilainya berfluktuasi di sekitar 20% selama beberapa saat sebelum akhirnya mencapai 100%. Hal tersebut menunjukkan bahwa selama pengereman, kendaraan mengalami kondisi slip sesuai dengan persentase yang diharapkan seperti pada Gambar 2.21, sehingga kestabilan kendaraan tetap terjaga. Sedangkan untuk model LBS, terlihat bahwa respons slip meningkat secara signifikan mencapai 100% dan konstan hingga akhir. Dengan kata lain, ketika terjadi pengereman, roda kendaraan menerima gaya maksimum yang menyebabkan roda mengalami locked, sehingga roda tidak dapat berputar dan hanya mengalami gerak translasi hingga kendaraan berhenti.

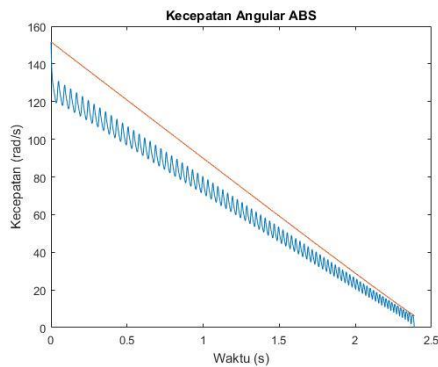
#### 4.5.3.2 Respons Jarak Pengereman



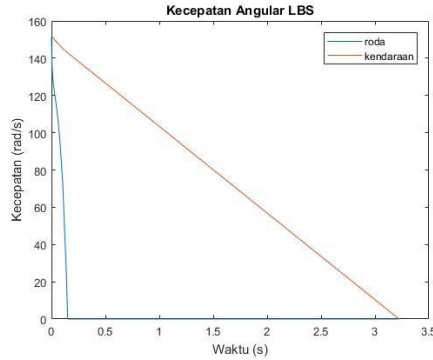
Gambar 4. 18 Grafik jarak pengereman kecepatan 90 km/jam: (a) ABS (b) LBS

Pada Grafik 4.18 terlihat bahwa model ABS menempuh jarak pengereman sejauh 30,81 m dalam waktu 2,389 s dan model LBS menempuh jarak pengereman sejauh 39,87 m dalam waktu 3,223 s. Perbedaan waktu dan jarak pengereman yang ditempuh masing-masing model tersebut menunjukkan bahwa model ABS memiliki performa yang lebih baik dari pada model LBS, karena jarak dan waktu pengereman yang ditempuh model ABS nilainya lebih kecil dibandingkan dengan model LBS.

#### 4.5.3.3 Respons Kecepatan Angular Roda dan Kendaraan



(a)

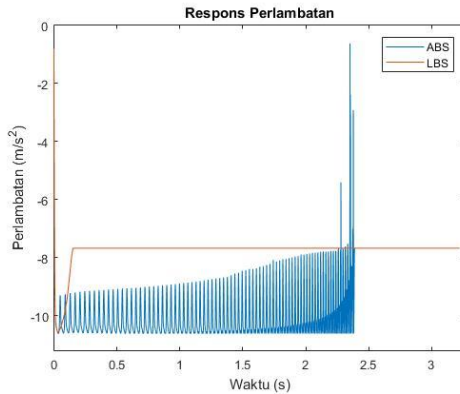


(b)

Gambar 4. 19 Grafik kecepatan angular: (a) ABS (b) LBS

Gambar 4.19 merupakan grafik kecepatan angular roda dan kendaraan dari hasil simulasi pengereman pada kecepatan 90 km/jam. Pada simulasi model ABS, roda dan kendaraan memiliki nilai kecepatan angular yang sama, yaitu 151,5 rad/s. Namun, terlihat adanya perbedaan dari karakter kurva kecepatan angular antara roda dan kendaraan. Kurva kendaraan mengalami penurunan secara linier, sedangkan kurva roda mengalami penurunan secara fluktuatif. Hal tersebut menggambarkan bahwa selama terjadi pengereman, roda menerima gaya rem secara bertahap karena adanya siklus pengereman yang diatur oleh unit kontrol ABS. Sedangkan dalam simulasi model LBS, kecepatan angular roda mengalami penurunan secara signifikan menuju nilai 0 rad/s dan konstan hingga akhir. Hal tersebut menggambarkan bahwa ketika terjadi pengereman, gaya rem yang diberikan pada roda langsung mencapai nilai maksimum, sehingga roda tidak dapat berputar dan mengalami locked hingga kendaraan berhenti.

#### 4.5.3.4 Respons Perlambatan



Gambar 4. 20 Grafik respons perlambatan kecepatan 90 km/jam

Gambar 4.20 memperlihatkan respons perlambatan sistem pengereman pada kecepatan 90 km/jam. Pada simulasi model ABS, nilai perlambatan berfluktuasi di sekitar  $10 \text{ m/s}^2$ . Fluktuasi pada perlambatan tersebut menunjukkan adanya siklus pengereman, karena sensor kecepatan yang dipasang pada roda mencegah roda mengalami penurunan kecepatan secara mendadak. Sedangkan pada simulasi model LBS, kendaraan mengalami perlambatan sebesar  $10,57 \text{ m/s}^2$ , lalu berubah menjadi  $7,672 \text{ m/s}^2$  dan konstan hingga akhir. Hal tersebut menggambarkan bahwa pada kondisi awal kendaraan mengalami pengereman maksimum yang menyebabkan roda terkunci dan kendaraan bergerak tanpa roda berputar.

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

1. Untuk setiap variasi kecepatan (30, 60, dan 90 km/jam), respons slip yang diperoleh dari simulasi model ABS berada di sekitar 20%. Sedangkan untuk model LBS, respons slip bernilai 100%.
2. Jarak pengereman yang ditempuh untuk simulasi model ABS berturut-turut adalah 3,525 m, 13,95 m, dan 30,81 m. Sedangkan untuk model LBS, jarak pengereman yang ditempuh sebesar 4,557 m, 18,05 m dan 39,87 m.
3. Waktu pengereman yang dibutuhkan dalam simulasi model ABS berturut-turut selama 0,746 s, 1,582 s, dan 2,389 s. Sedangkan waktu untuk model LBS yaitu 1,104 s, 2,186 s, dan 3, 223 s.
4. Kecepatan angular dan perlambatan kendaraan mengalami fluktuasi yang merupakan salah satu karakter utama dari *antilock braking system*.

#### **5.2 Saran**

Penulisan tugas akhir ini tentunya tidak lepas dari kekurangan dan penulis memiliki harapan yakni penelitian serupa yang dilakukan selanjutnya bisa menjadi lebih baik. Oleh karena itu, saran yang bisa diberikan oleh penulis:

1. Untuk hasil penelitian selanjutnya yang lebih baik, sebaiknya pengaruh *pressure drop* dan *engine brake* diperhitungkan.
2. Dalam pemodelan ini, sebaiknya dilakukan pengujian skala lapangan juga.

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Day, Andrew. 2014. *Braking of Road Vehicles*. Elsevier.inc.
- [2] <http://www.apecbraking.co.uk/Resources/TechniciansGuide/ABS-Sensors.aspx> (diakses pada 28 April 2018)
- [3] <https://www.mathworks.com/help/simulink/examples/modeling-an-anti-lock-braking-system.html> (diakses pada 5 Mei 2018)
- [4] Subrantas, W. 2014. *Pemodelan dan Simulasi Sistem Pengereman Hidrolik Jenis Lock Brake System (LBS) pada Kendaraan GEA Pick Up dengan Variasi Komponen Pengereman yang Ditentukan dari Kendaraan Niaga Jenis Lainnya*. Surabaya: ITS.
- [5] Sutantra, I N. Sampurno, B. 2010. *Teknologi Otomotif: Edisi Kedua*. Surabaya: Guna Widya Printing.
- [6] Xu, C., et al. 2009. *Simulation of the integrated controller of the antilock braking system*, 3<sup>rd</sup> International Conference on Power Electronics Systems and Applications.

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*



## BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Karawang pada tanggal 15 Mei 1995. Penulis merupakan anak pertama dari pasangan Soviat Bangun dan Fransiska Panjaitan. Pendidikan formal yang ditempuh penulis berawal dari TK Yos Sudarso dan dilanjutkan ke SD Yos Sudarso. Penulis menempuh pendidikan tingkat menengah di SMP Katolik Yos Sudarso dan SMA Katolik Yos Sudarso. Penulis menjadi mahasiswa di Departemen Teknik Mesin, FTI, Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2013. Penulis memilih fokus bidang studi di Laboratorium Otomotif.

Selama menjalani perkuliahan, penulis sering bergabung dalam kepanitiaan acara tingkat jurusan, institut, dan nasional. Penulis juga bergabung secara sukarela dalam sebuah organisasi tingkat Surabaya. Walaupun hanya sebagai panitia, banyak hal yang dipelajari penulis, baik *hard skill* maupun *soft skill*. Penulis memiliki hobi membaca buku, bermusik, wisata kuliner, dan menjelajah pantai. Akhir kata, penulis sangat terbuka dengan kritik dan saran dari siapapun yang ingin berdiskusi mengenai Tugas Akhir ini, dan dapat dihubungi melalui email: [tifanny.frb@gmail.com](mailto:tifanny.frb@gmail.com).